

文章编号:1671-6833(2009)02-0027-04

双蓄热燃烧器结构和预热对环形炉特性的影响

潘良明¹, 鲁红杰¹, 雍海泉², 程淑明²

(1. 重庆大学 动力工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆赛迪工业炉有限公司, 重庆 400012)

摘要:采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型、非预混(PDF)燃烧模型以及各向异性散射的 P-1 辐射传热模型, 对双预热蓄热式环形炉内的火焰特性进行了模拟分析, 比较了不同空气喷入角和不同预热温度对火焰特性的影响。结果表明:空气喷入角为 5° 时火焰体积较大, 但燃烧不完全损失较多; 喷入角为 30° 、 40° 时火焰体积相对较小, 最高燃烧温度较高; 喷入角为 $10^\circ \sim 20^\circ$ 时综合特性较好。预热温度的增加提高了燃烧稳定性, 使得最高燃烧温度和燃烧室平均温度明显增高。

关键词:双蓄热燃烧器; 环形加热炉; 火焰特性

中图分类号: TF 061.2; TK 11 **文献标识码:** A

0 引言

高温空气燃烧技术(HTAC)具有最大限度回收烟气热量、提高炉子产量、降低污染物排放等特点, 同时通过对燃料及助燃空气的双预热, 使该类燃烧技术在环形加热炉等高端加热场合得到应用^[1-2]。文献[3]通过对丙烷在高温空气中的燃烧过程进行数值模拟, 分析了火焰的大小和形状。文献[4]对低热值煤气在高温空气中的燃烧过程进行了计算机辅助试验, 比较了不同预热温度和过量空气系数对低热值煤气燃烧过程的影响。但是, 高温空气燃烧技术在环形加热炉上的应用研究报道还较少。

燃烧过程中的温度场是炉子热工中的重要问题; 温度场均匀性与局部高温区对物料加热质量、 NO_x 产生量等直接相关。对于将高温空气燃烧技术在环形加热炉的全新应用, 必须评估双预热对以上参数的影响, 通过对喷入角等关键参数的调整, 使炉子的加热工况最优, 污染物排放最低^[5-7]。笔者采用数值模拟的方法, 对双预热蓄热式环形炉内的流场、温度场等进行了详细的分析, 给出了最优的设计方案和路线, 其加热炉已经在工程上得到应用, 获得了良好的效果。

1 数学模型及控制方程

1.1 几何模型及模型假设

模拟对象为如图 1 所示的一大型高炉煤气双

预热蓄热式环形加热炉的一段, 该环形炉中径为 36 m, 炉子截面尺寸为 5 000 mm \times 2 300 mm。高炉煤气和空气通过侧面的喷口供入。外环煤气喷口为方形入口, 外环空气喷口为 6 个圆形入口, 内环的各个喷口截面相对外环的截面要大, 以保证两边供入的热量相当。外环和内环的燃烧器为非对称布置。外侧布置 5 对燃烧器, 内环布置 4 对燃烧器。所用高炉煤气成分为: $\varphi(\text{CO}) = 26.4\%$; $\varphi(\text{H}_2) = 1.3\%$; $\varphi(\text{CO}_2) = 15\%$; $\varphi(\text{N}_2) = 57.3\%$ 。



图 1 双预热蓄热式环形炉模型图

Fig. 1 Simulating model of double-preheating regenerative annular furnace

在保证燃烧模拟准确性的前提下, 对问题作出了如下几个假设: ①不考虑换向所造成的暂态影响; ②炉子断面入口截面接受上游均匀供入的高温气流; ③炉底加热物件等温, 而其它炉壁为定热流壁面。

收稿日期: 2008-10-15; 修订日期: 2008-11-30

作者简介: 潘良明(1970-), 男, 四川巴中人, 重庆大学教授, 博士, 主要研究方向为燃烧与环保工程, E-mail: cneng@cqu.edu.cn.

1.2 控制方程

建立在 $k-\varepsilon$ 湍流模型基础上的连续性方程、动量方程和能量方程如下:

1.2.1 质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

1.2.2 动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (2)$$

1.2.3 能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_i}{c_p} \frac{\partial H}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + S_k \quad (3)$$

1.2.4 湍流模型方程

采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型, k 方程和 ε 方程分别为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{1\varepsilon}}{k} \varepsilon G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中: G_k 为由于平均速度梯度引起的湍动能产生项; G_b 是由浮力引起的湍动能产生项; Y_M 为由于可压湍流中的脉动扩张引起的耗散率产生项; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 为经验常数; α_k 和 α_ε 分别为与 k 方程和 ε 方程对应的 Prandtl 数; S_k 和 S_ε 分别为 k 方程和 ε 方程的源项。

对于本文的燃烧问题,由于燃料和助燃空气分别通过不同的通道供入,因此燃烧模型采用非预混的 PDF 模型,而辐射传热模型采用各向异性散射的 P-1 辐射模型。

1.3 边界条件

进口边界:燃料、空气和断面进口采用速度进口边界条件,其具体速度根据工况给定。为了促进燃料和空气的混合,燃料进口和一部分空气进口采用了有角度的供入。其中燃料进口固定在偏向空气进口 15° 方向、空气进口分为两次风,一次风有一定的角度,二次风采用固定直喷口;炉子断面进口速度为 3.2 m/s ;炉子断面进口温度为 1573 K ;炉子断面进口成分设为所用燃料完全燃烧的产物成分;给定进口的湍流强度(设为 5%)和水力直径。

出口边界:由于炉子采用引风机排烟,因此采用压力出口边界条件,出口的压力值给定,在正式

计算前,根据现场操作的特点,调节抽力,确保各工况相对应进出口质量流量平衡。

炉底:无滑移边界条件,采用壁面函数法,给定钢温 $T_w = 1373 \text{ K}$,对混合分数输运方程是不可渗透条件。

炉墙及炉顶:无滑移边界条件,采用壁面函数法,由于壁面散热,给定热流密度 $q = -1000 \text{ W/m}^2$,对混合分数输运方程是不可渗透条件。

2 求解方法

利用 FLUENT 软件的前处理器 GAMBIT 软件完成计算区域的网格划分,网格单元数量约为 150 万,并进行了网格敏感性测试,在 Pentium Xeon 双四核的联想 T350 计算机上并行计算。对不同空气喷口角度和不同预热温度下加热炉的火焰特性进行了数值分析。采用分离式解法,能量方程设定收敛判据的残差为 10^{-6} ,连续性方程以及其它方程设定收敛判据的残差为 10^{-4} ,迭代求解收敛大约需要 13 000 步。

3 数值模拟结果及其分析

3.1 模拟值和实测值的比较

图 2 为外环燃烧器工作时,环形炉内距炉顶 20 cm 处中心线上沿半径方向均匀布置 5 个点的温度分布模拟结果和实测数据,此时,空气喷入角为 10° ,燃料进口速度为 57 m/s 、空气进口速度为 56.7 m/s ,燃料和空气预热为 1273 K ,通过对比可以看出:模拟结果与实测数据的趋势一致,其与实测值之间的最大相对误差为 0.25% 。由此可见,数值模拟结果是可靠的。

3.2 不同空气喷入角下的火焰特性

图 3 为外环燃烧器工作时不同空气喷入角的炉内温度分布。此时,燃料进口速度为 57 m/s 、空气进口速度为 56.7 m/s ,燃料和空气预热为 1273 K 。由图 3 可见,由于断面来流的影响,靠近左侧断面进口的两对烧嘴喷出的气体其温度分布向下游严重倾斜。其他三对烧嘴喷出的气体所形成的温度场分布比较均匀,其烟气被内环偏向下流方向的第 2 个烧嘴抽出。由于燃料和空气喷口之间有一定距离和角度,高温空气与燃料在混合之前,通过高速射流产生的卷吸效应,与周围的烟气混合,形成低氧气氛,并利用助燃空气的高温预热满足了燃料在低氧浓度下燃烧对温度的要求,保证了燃烧的稳定性。随着空气喷入角的增大,由于卷吸效应形成的烟气回流区面积相对减小,空

气喷入角为 5° 、 10° 、 20° 时的火焰体积明显比 30° 、 40° 时的大。角度为 5° 时火焰甚至延伸到对面出口并造成短路,使得煤气不能完全燃烧,并且可能烧损蓄热体。

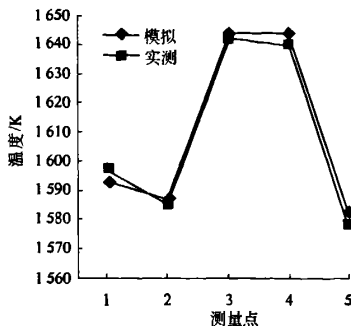


图2 环形炉模拟温度分布与实测数据的比较

Fig.2 Comparison of temperature between simulation and experimental data

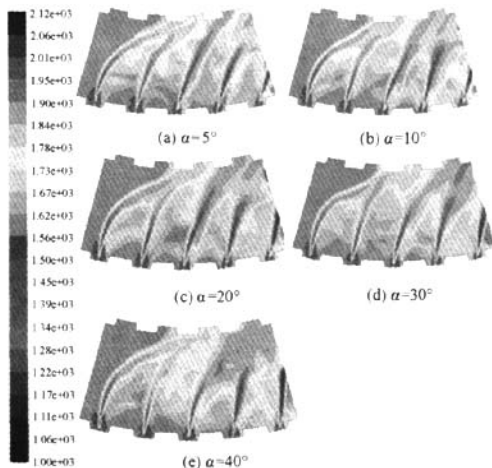


图3 外环供热时不同空气喷入角对温度分布的影响

Fig.3 Influence of air-jet angle on temperature distribution at outer burning situation

由图4可以看出,随着空气喷入角的增大,使燃料更早地与高温空气混合,炉内最高温度有一定的升高,但幅度不大。外环供热时,当空气喷入角为 5° 时,炉内最高温度为 $2\,065\text{ K}$; 10° 、 20° 时的最高温度均为 $2\,074\text{ K}$; 30° 、 40° 时的最高温度分别为 $2\,083\text{ K}$ 、 $2\,093\text{ K}$ 。由图5可知,空气喷入角对燃烧室平均温度的影响不大。火焰集中区域的减少使得喷入角为 40° 时的燃烧室平均温度比角度为 30° 时减少了 3 K 。而其它情况下,随着角度的增大,燃烧室平均温度有一定增加。

当内环供热时,燃料进口速度为 52.4 m/s ,

空气进口速度为 52 m/s ,其他参数与外环供热参数一致时,其温度场分布特性和外环供热时的基本一致。由图4和图5可知,内环供热与外环供热相比,最高燃烧温度较高,而燃烧室平均温度相对较低。这主要是由于内外环的燃烧器为非对称布置,为保证内外环供热热量相当,内环布置4对燃烧器,外环布置5对燃烧器,同时内环的各个喷口截面相对外环的截面要大,使得内环单个燃烧器的供热能力大于外环单个燃烧器的供热能力。

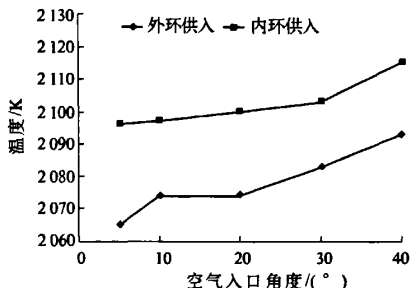


图4 不同空气喷入角下的最高燃烧温度

Fig.4 The maximum combustion temperature on different air-jet angle

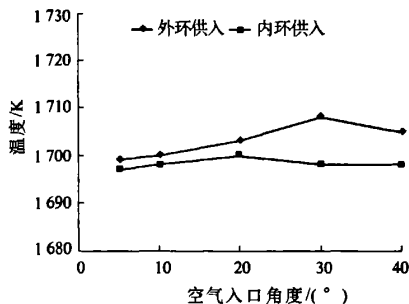


图5 不同空气喷入角下的燃烧室平均温度

Fig.5 The average temperature of combustion chamber on different air-jet angle

3.3 不同预热温度下的火焰特性

固定空气喷入角为 10° ,当燃料和空气双预热温度分别为 $1\,073\text{ K}$ 、 $1\,273\text{ K}$ 、 $1\,473\text{ K}$ 时的最高燃烧温度和燃烧室平均温度见图6和图7,两者都随着预热温度的升高而升高。当预热温度由 $1\,073\text{ K}$ 升高到 $1\,473\text{ K}$ 时,内外环炉内最高燃烧温度分别上升了 203 K 和 194 K ,内外环燃烧室平均温度分别上升了 74 K 和 66 K 。由模拟结果可看出,预热温度为 $1\,073\text{ K}$ 时的最高燃烧温度出现在炉膛中部,并且燃气的着火过程在进口处有明显滞后。预热 $1\,473\text{ K}$ 时的最高燃烧温度出现在炉膛中前部,燃料的着火过程更早,燃料和空气的预热温度对整个燃烧过程的影响显著,在实际应用中需综合考虑成本和 NO_x 排放等问题,并进行恰当选取。

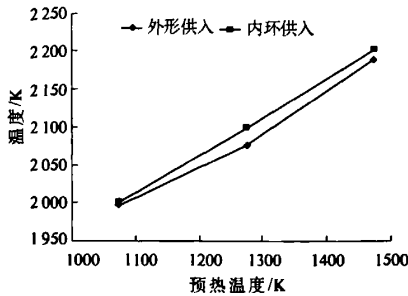


图6 不同预热温度下的最高燃烧温度

Fig. 6 The maximum combustion temperature on different preheat temperature

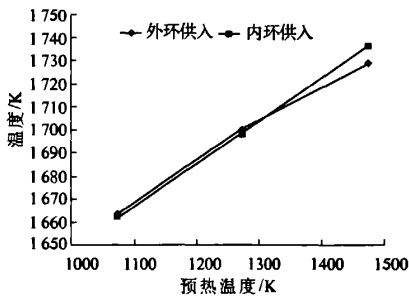


图7 不同预热温度下的燃烧室平均温度

Fig. 7 The average temperature of combustion chamber on different preheat temperature

4 结论

(1) 空气喷入角为 5° 时火焰体积较大,但燃烧不完全损失较多;喷入角为 30° 、 40° 时火焰体积相对较小,最高燃烧温度较高;喷入角为 $10^\circ \sim 20^\circ$ 时综合特性较好。

Effect of Double - Regenerative Burner Structure and Preheat Temperature on Flame of the Annular Furnace

PAN Liang - ming¹, LU Hong - jie¹, YONG Hai - quan², CHENG Shu - ming²

(1. School of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. CISDI Industrial Furnace Co. Ltd. of Chongqing, Chongqing 400012, China)

Abstract: The flame characteristics of double - regenerative annular furnace are numerically analyzed using RNG $k - \varepsilon$ turbulence model, PDF combustion model, and the anisotropic scattering P - 1 radiation model. The effect of air - jet angle and preheat temperature on the flame characteristics are investigated. The results reveal that when the air - jet angle is 5° , the flame volume is quite big, but with lots of incomplete combustion loss. When the air - jet angle is 30° or 40° , the flame volume is quite small, and with high maximum combustion temperature. The comprehensive performance is better at the air - jet angle range from 10° to 20° , with the increasing preheat temperature. The combustion stability is improved, the maximum combustion temperature and the average combustion chamber temperature is significantly increased.

Key words: double - regenerative burner; annular furnace; flame characteristics

(2) 预热温度增加提高了燃烧稳定性,使得最高燃烧温度和燃烧室平均温度明显增高,满足了工艺的要求.但过高的燃烧温度会造成 NO_x 排放的增加.在实际应用中需综合考虑运行成本和 NO_x 排放等问题恰当选取。

参考文献:

- [1] YANG W H, BLASIAK W. Numerical study of fuel temperature influence on single gas jet combustion in highly preheated and oxygen deficient air[J]. Energy, 2005, 30(2~4): 385 - 398.
- [2] 王关晴,程乐鸣,骆仲浚,等. 高温空气燃烧技术中燃烧特性的研究进展[J]. 动力工程, 2007, 27(1): 81 - 89.
- [3] YANG W H, BLASIAK W. Numerical simulation of properties of a LPG flame with high - temperature air [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2005, 44(10): 973 - 985.
- [4] 朱 彤,张毅勤,刘敏飞,等. 低热值煤气高温空气燃烧数值模拟[J]. 同济大学学报, 2002, 30(8): 932 - 937.
- [5] 王定标,姜逢章,杨丽云,等. 蜂窝板传热元件的数值模拟[J]. 郑州大学学报:工学版, 2008, 29(1): 5 - 9.
- [6] HE R, SUDA T, TAKAFUJI M, et al. Analysis of low NO emission in high temperature air combustion for pulverized coal[J]. Fuel, 2004, 83(9): 1133 - 1141.
- [7] 布焕存. 蓄热式高温空气燃烧技术的应用[J]. 钢铁研究学报, 2005, 17(5): 1 - 6.